

VŠB–Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstrukování

Konstrukční návrh pohonu napínacího zařízení pásového  
dopravníku s hydraulickým pohonem

Design of Tension Device Drive of Belt Conveyor with  
Hydraulic Drive

Student: Bc. Stanislav Polách  
Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Ostrava 2010

## **Zadání diplomové práce**

Student:

**Bc. Stanislav Polách**

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace:

20 Výrobní stroje a zařízení

Téma:

**Konstrukční návrh pohonu napínacího zařízení pásového dopravníku s  
hydraulickým pohonem**

**Design of Tension Device Drive of Belt Conveyor with Hydraulic Drive**

Zásady pro vypracování:

1. Proved'te rešerši zařízení pro napínání pásových dopravníků (napínací stanice)

2. Proved'te výpočet tažné síly pro následující parametry dopravníku:

Délka dopravníku	600 m
Šířka dopravního pásu	1200 mm
Dopravované množství:	1400 t.hod <sup>-1</sup> .
Úklon dobývání	8°

3. Proved'te konstrukční návrh bubnu pro délku napínacího lana 50 m

4. Navrhněte řešení napínání dopravního pásu pomocí hydromotoru.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Zajac, O., Boroška, J., Gondek, H.: *Hlbinné dobývacie stroje a dopravné zariadenia.*, Vydavateľstvo ALFA, Bratislava, 1991, 428 s. ISBN-80-05-00713-2

Antoniak, J.: *Przenośniki taśmowe*, Wydawatelstwo politechniki slaskiej, Gliwice 2004, 388 s.  
ISBN 83- 7335 – 266- X

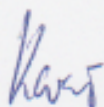
BOLEK, A. – KOCHMAN, J. – KOLEKTIV: *Části stojů – 1. svazek*. 5. vydání Praha. SNTL – Nakladatelství technické literatury, n. p., 1989, 775 s. ISBN 80-03-00048-7.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

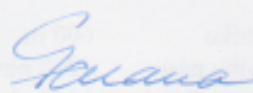
Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.**

Datum zadání: 18.11.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

## **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně  
pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady  
literatury.

V Ostravě: .....

.....  
Podpis studenta

# Prohlášení o využití výsledků úpravy

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevydělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst.3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezentačnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaj o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřou licenční smlouvu s oprávněním užití díla v rozsahu §12 odst.4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užití své dílo – diplomovou práci – nebo poskytnutí licencí jejímu využití mohou jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě odměnožadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: .....

.....  
Podpis studenta

Bc. Stanislav Polách  
Sehradice  
PSČ 76323

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

POLÁCH, S. *Konstrukční návrh pohonu napínacího zařízení pásového dopravníku s hydraulickým pohonem.* Ostrava: katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB–Technická univerzita Ostrava, 2010, 48 s. Diplomová práce, vedoucí Gondek, H.

Cílem této diplomové práce je konstrukční návrh pohonu napínacího zařízení pásového dopravníku s hydraulickým pohonem. V první části navrhnu pásový dopravník podle normy pro zjištění napínací síly. Dále provedu návrh kontrolu bubnů napínacího zařízení a také řídele. Nakonec budu řešit schéma hydraulického obvodu a zvolím hydromotor a hydrogenerátor podle požadované hodnoty.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

POLÁCH, S. *Design of Tension Device Drive of Belt Conveyor with Hydraulic Drive.* Ostrava: Department of Production Machines and Design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB–Technical University of Ostrava, 2010, 48 p. Thesis, leader: Gondek, H.

The thesis is about the design of the tension device drive of the belt conveyor with hydraulic drive. In the first part, I design the belt conveyor according to the norm for finding the tension force. Next, I check the tension force of the cylinder and shaft. In the final part, I solve the hydraulic circuit and choose the hydraulic motor and hydrogenerator according to the task.

## Obsah

Seznampožitéhozna čení	9
0Úvod	13
1Rešeršeza řízenípronapínánípásovýchdopravníků	14
2Výpočettažné sílyprozadanéparametry	18
2.1Volbarychlosti	18
2.2Požadovanýprůměrnýřeznáplněpásu	18
2.3Volbašířkydopravníhopásuavýpočetnáplněpásu	19
2.4PorovnáníS <sub>sa</sub> S <sub>p</sub>	20
2.5Obvodová sílanapoháněcímbubnu	20
2.6Potřebnýprovoznívýkonpohonupásovéhodopravníku	24
2.7Určenípříkonuelektromotoru	24
2.7.1Volbaelektromotoru	24
2.7.2Volbabubnupodlešířky pásu	25
2.7.3Volbapřevodovky	25
2.7.4Volbaspojky	25
2.8Kontrolapohonudopravníkunarozeběh	26
2.9Kontrolabrzdy	26
2.9.1Volbabrzdy	27
2.10Tahyvdopravnímpásu	28
2.11Velikostnapínací síly	28
2.12Skutečnýtáhvyvdopravnímpásu	28
2.13Kontrolaměrného tlakumezidopravnímpásemabubnem	29
3Návrhbubnuprodélkunapínacíholana50m	30
3.1Návrhlana	30
3.2Návrhkladky	31
3.3Kontrolačepukladky	32
3.4Kontroladržákučepu	33
3.5Návrhbubnu	33
3.6Kontrolabubnu	35

3.7Pevnostnívýpočet hřídelnavíjecíhobubnu	36
3.7.1Návrhhřídele	36
3.7.2.Pevnostníkontrolahřídele	37
3.8návrhdélkypera	40
3.9Kontrolatrvanlivostiložisek	41
4Volbapohonunapínacíhozařízení	42
4.1Volbahydromotoru	42
4.2Volbahydrogenerátoru	43
4.3popisfunkcehydraulickéhoobvodu	45
5Závěr	46
6Seznampoužitéliteratury	47
7Seznampříloh	48



## Seznam použitého značení

$b$	[m]	využitá ložná šířka dopravního pásu
$b_l$	[m]	světlostířka bočního vedení dopravního pásu
$c$	[-]	součinitel nedelšího odporu
$d$	[m]	průměr hřídele
$d_c$	[m]	průměr pouzdra čepu
$d_l$	[m]	průměr lana
$d_s$	[m]	průměr šroubu
$f$	[-]	součinitel ření mezi lanem a bubnem
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení
$i_p$	[-]	výpočetový převodový poměr
$i_{ps}$	[-]	převodový poměr převodovky
$k$	[-]	korekční součinitel
$k_l$	[-]	součinitel korekce pro úřez vrchlíku náplně pásu ve sklonu
$k_b$	[-]	součinitel součinnosti
$k_B$	[-]	součinitel bezpečnosti brzd dopravníku
$k$	[-]	bezpečnost
$l'$	[m]	délka přímé části pera
$m_{VH}$	[kg]	hmotnost válečku horního větví
$m_{VS}$	[kg]	hmotnost válečku spodního větví
$m_p$	[kg]	měrná hmotnost pásu
$m_v$	[kg.m]	měrná hmotnost rotujících částí válečků
$m$	[kg]	hmotnost
$n_{VH}$	[-]	počet válečků horního větve
$n_{VS}$	[-]	počet válečků spodního větve
$n_B$	[ks]	počet nepoháněných bubnů
$n_e$	[ks]	počet elektromotorů
$n_M$	[ot/min]	otáčky elektromotoru
$n_B$	[ks]	počet brzd
$n$	[ks]	počet rezervních závitů
$n_b$	[ot/min]	otáčky nejvíce hubnů v rátku
$n_m$	[ot/min]	otáčky elektromotoru
$\Delta p$	[MPa]	tlakový spád
$p$	[MPa]	měrný tlak

$p_{dov}$	[MPa]	dovolený tlak
$q_m$	[kg/hod]	m ěrná hmotnost zat ěžujícím materiálu
$q_v$	[dm <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup> ]	pr ůtokové množství
$r$	[m]	polom ěrkladky
$s$	[m]	tloušť kasty ěnybubny
$t_1$	[m]	rozte ěvále ěkův horní v ětvi
$t_2$	[m]	rozte ěvále ěkův dolní v ětvi
$t'_1$	[m]	hloubka drážky vnáboji
$v$	[m/s]	rychlost pásu dopravníku
$v_{sk}$	[m/s]	skute ěná rychlost pásu dopravníku
$v_{rozdl}$	[m/s]	rozdíl rychlostí pásu skute ěné rychlosti pásu dopravníku
$v_v$	[m/s]	rychlost pojezdu vozíku
$w$	[-]	m ěrný odpor dopravníku
$z$	[-]	po ěet z ávit ůnanavíjecím bubnem
$B$	[m]	ší řka dopravního pásu
$C$	[N]	dynamická únosnost ložiska
$D_k$	[m]	normalizovaný pr ůměr kladky
$D_{bmin}$	[m]	minimální pr ůměr navíjecího bubnu
$D_b$	[m]	normalizovaný pr ůměr navíjecího bubnu
$D$	[m]	vn ější pr ůměr ložiska
$F$	[N]	obvodová síla napohán ěcího bubnu
$F_1$	[N]	síla pot řebná pro p řekonání pohybových odpor ů dopravníku
$F_2$	[N]	síla pot řebná k p řekonání dopravní výšky
$F_p$	[N]	p řídavné vedlejší odpory dopravníku
$F_{N1}$	[N]	odpor setrva ěných sil v míst ěn nakládání v oblasti urychlování
$F_{N2}$	[N]	odpor t ření mezi dopravovanou hmotou a bo ěním vedením v míst ě urychlování
$F_B$	[N]	odpor vohyb pásu na bubnu avložiskách bub nu
$F_N$	[N]	hlavní odpory
$F_z$	[N]	napínací síla
$F_{os}$	[N]	skute ěná odbíhající síla v dopravním pásu
$F_{ns}$	[N]	skute ěná nabíhající síla v dopravním pásu
$F_{min}$	[N]	síla odpovídající t řídě pevnosti prolana
$F_o$	[N]	odbíhající síla

$H$	[m]	dopravní výška dopravníku
$J_p$	[kg.m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti převodovky
$J_b$	[kg.m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti bubnu
$J_S$	[kg.m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti spojky
$J_M$	[kg.m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti motoru
$L$	[m]	délka dopravníku
$L_3$	[m]	délka válečků
$L_o$	[m]	přídavná délka
$L_c$	[m]	celková délka
$L_N$	[m]	minimální urychlovací délka
$L_l$	[m]	délka navinutého lana
$L_{bz}$	[m]	délka závitové části navíjecího bubnu
$L_h$	[hod]	trvanlivost ložiska
$M_{SM}$	[N.m]	statický moment od zatížení dopravníku reduktoru a nahřívání řídel motoru
$M_M$	[N.m]	moment elektromotoru bubnu pásového dopravníku
$M_{B1}$	[N.m]	brzdny moment potřeby zastavení dopravníku
$M_{B2}$	[N.m]	brzdny moment potřeby kudržení dopravního pásu v klidu
$M_{DM}$	[N.m]	dynamický moment od zpoždění posuvných rotačních hmot dopravníku reduktoru a nahřívání řídel motoru
$M_B$	[N.m]	moment použité brzdy
$M_{Omax}$	[N.m]	maximální ohybový moment
$M_k$	[N.m]	krouticí moment
$M_{red}$	[N.m]	redukováný moment nahřívání řídel
$M_O$	[N.m]	ohybový moment
$P$	[kW]	provozní výkon pásového dopravníku
$P_M$	[kW]	příkon elektromotoru
$Q$	[kg/hod]	dopravní výkon
$Q_{vp}$	[kg/hod]	dopravované množství
$Q_{rozdl}$	[kg/hod]	rozdíl dopravovaného množství
$R$	[m]	poloměr zaoblení
$Re$	[MPa]	mez kluzového tahu
$Rm$	[MPa]	mez pevnosti tahu
$S_p$	[m <sup>2</sup> ]	požadovaný průřez náplně pásu
$S$	[m <sup>2</sup> ]	náplň pásu

$S_s$	[m <sup>2</sup> ]	skutečný dopravní průřez
$V_{gG}$	[cm <sup>3</sup> ]	geometrický objem hydrogenerátoru
$V_{gM}$	[cm <sup>3</sup> ]	geometrický objem hydromotoru
$W_o$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul vohybu
$W_k$	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul vkrutu
$\alpha_G$	[°]	úhel opásání
$\alpha$	[-]	součinitel vodící kladky
$\varepsilon$	[°]	úhel sklonu dopravníku
$\varepsilon_v$	[-]	součinitel velikosti
$\lambda_v$	[°]	úhel sklonu bočních válečků
$\eta$	[-]	průtoková účinnost
$\mu$	[-]	součinitel tření mezi dopravní pásem a válečkem
$\mu_c$	[-]	účinnost poháněcí stanice
$\rho_s$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota
$\sigma_O$	[MPa]	napětí vohybu
$\sigma_{ODov}$	[MPa]	dovolené napětí vohybu
$\sigma_t$	[MPa]	napětí v tahu
$\sigma_{tDov}$	[MPa]	dovolené napětí v tahu
$\tau_k$	[MPa]	napětí vkrutu
$\tau_{kDov}$	[MPa]	dovolené napětí vkrutu
$\Psi_{dyn}$	[°]	dynamický sypný úhel

## **0 Úvod**

V této diplomové práci se budu zabývat navrhováním pohonu napínacího zařízení pásového dopravníku hydraulickým pohonem. Naším cílem je dosáhnout konstantní napínací síly. Konstantní síla musí být zajištěna hned zněkolika důvodů. Hlavní důvody jsou zamezení porušení pásu, které by mohlo vzniknout velkým napínacími silami vlivem nárazového dopadu materiálu na dopravníkový pás. Dále důvod je zajištění konstantního koeficientu tření mezi hnacím bubnem a dopravníkovým pásem tak, aby nedošlo k prokluzu. Abychom tyto podmínky mohli splnit, musíme si nejprve zjistit tahový pás a určit potřebnou napínací sílu. Když už budeme znát tyto hodnoty, můžeme se pustit do navrhování ostatních částí napínací stanice jako je ocelové lano, navijec i buben a jeho pohon.

## 1 Rešerše za řízení napínání pásových dopravníků [10]

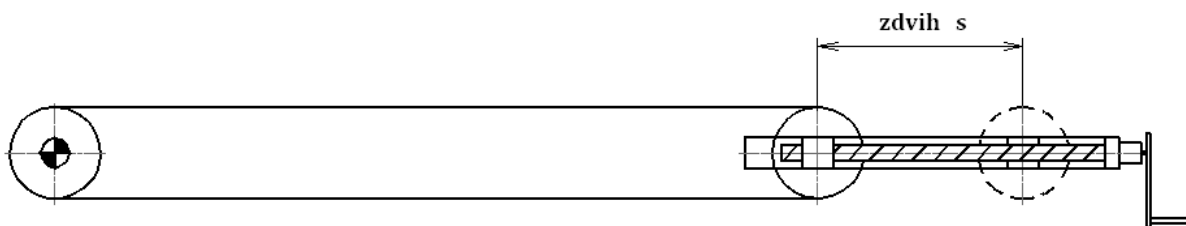
Úkolem napínání pásu pásového dopravníku je zachovat na sbíhající straně poháněcího bubnu potřebný tah pásu nutný pro jeho pohánění silou poháněcího bubnu, aby nedocházelo k přílišnému průhybu mezi podpůrnými válci.

- Napínání pásu může být:
- 1) tuhé (pomocí šroubů, ručních kladkostrojů a pod.),
  - 2) konstantní napínací silou vyvozenou závažím,
  - 3) napínací silou regulovanou ručně nebo automaticky.

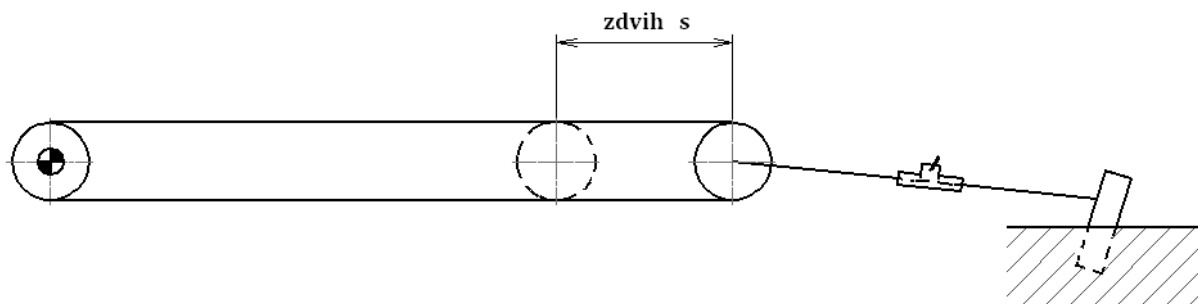
Regulovat můžeme:

- 3a) pneumaticky,
- 3b) elektricky,
- 3c) elektrohydraulicky.

1) Tuhé napínání za řízení se používají hlavně pro krátké dopravníky vzdálenosti, asi do 30 metrů, a dopravníky, kde se používají pásy s vločkami z ocelových lan. U tohoto druhu napínání se provyvození napínací síly provádí obvykle posunutím vratného bubnu. Při tom se musí dbát na to, aby osa vratného bubnu byla vždy kolmá k podélné ose dopravníku. Pokud by došlo k šikmému postavení bubnu, tak by hrozilo nerovnoměrné, jednostranné vytahování pásu a jeho sbíhání na válce.

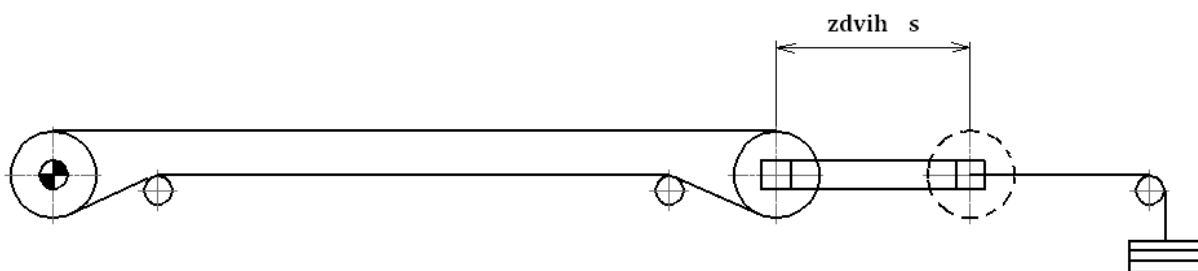


Obr. 1.1 Tuhé napínání pomocí šroubu [10]

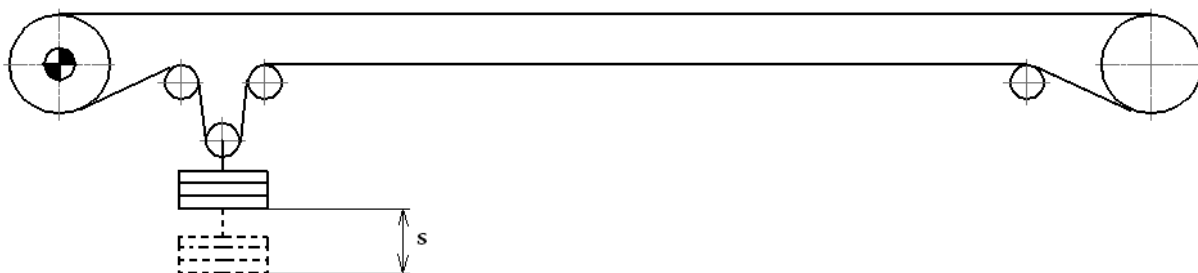


Obr.1.2 Tuhé napínání pomocí ručního hokladkostroje [10]

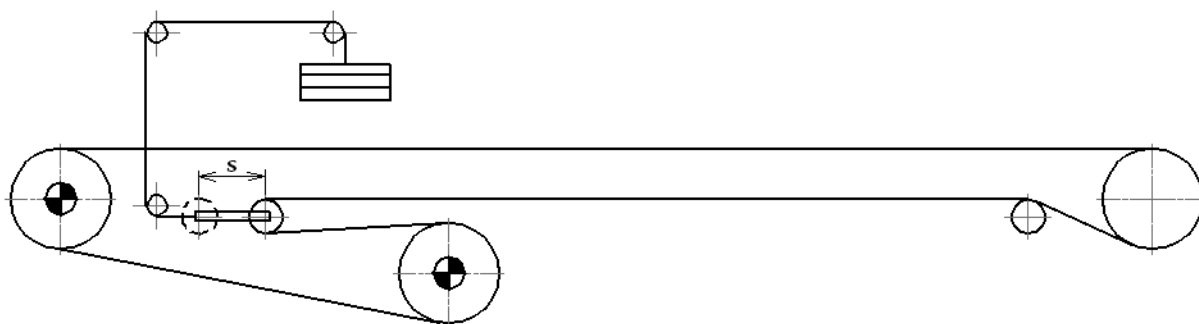
2) Napínání pomocí závaží zaručuje konstantní napínací sílu. Aby celá konstrukce nebyla tolik namáhaná od napínacího závaží, chceme, aby závaží bylo co možná nejmenší. Proto ho zařazujeme do míst, kde je nejmenší tah v pásu. Při napínání závaží je hlavní úširoký pás vhodně použít tzv. napínací smyčky (viz. Obr.1.4)



Obr.1.3 Napínání vratné bubny závaží [10]

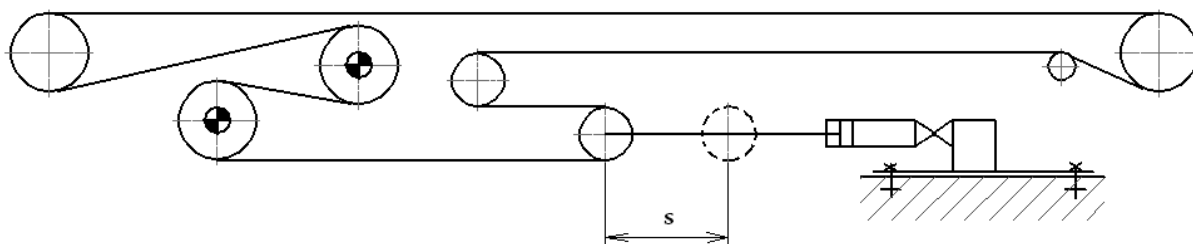


Obr.1.4 Napínání závaží pomocí smyčky [10]



Obr.1.5 Napínání závažímpřídívou bubnovépohonu [10]

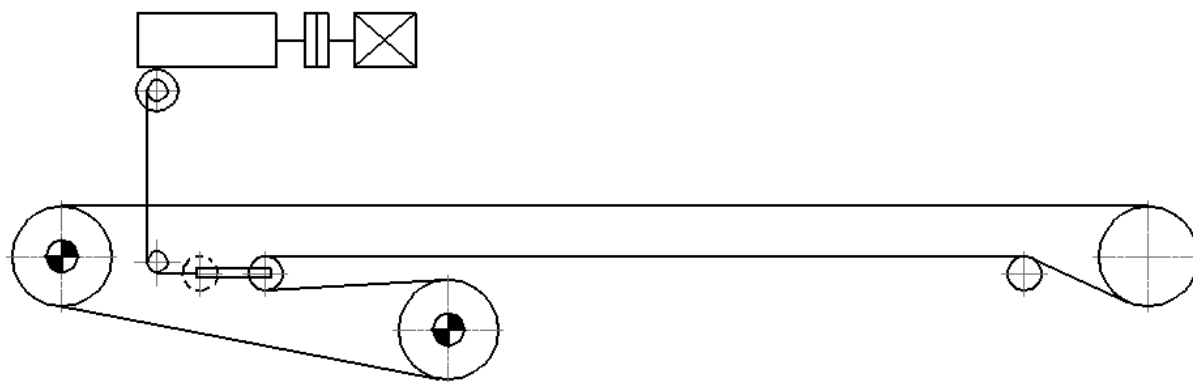
3a) Při pneumatickém napínání je spojen pneumatický válec s napínacím vozíkem. Pneumatický válec je zakotven na přestavitelném rámu, protože pohybem pístu se vymezuje pouze pružné protažení při rozběhu a trvalé protažení pásu se vymezuje právě přestavováním rámu. Počet válců, nebo jejich velikost se volí podle napínací síly. Při zapnutí motoru se začne do válců přivádět tlakový vzduch a dojde k napnutí pásu. Po ukončení rozběhu se pomocí časového relé přestaví redukční ventil a tím se nastaví provozní napínací síla.



Obr.1.6 Napínání s regulovatelnou napínací silou – pneumaticky [10]

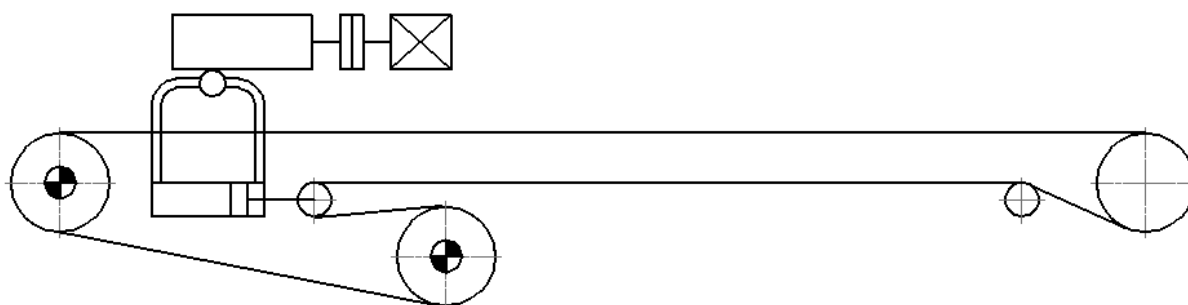
3b) Při napínání elektrickým vrátkem může být napínací síla regulována dříve, nebo automaticky. Při ručním regulování se vrátek zapne ručně a kontrolním měřicím přístrojem sledujeme hodnotu napínací síly. U automatického regulování je to následovně. Otáčky hnacího a vratného bubnu jsou snímány fotobuňkami. Impulsy vyvolané změnami otáček jsou zesíleny a zavedeny do modulátoru. Měřič frekvencí změny skluzu jako rozdíl frekvencí a umožní nastavení požadované hodnoty. Motor vrátka je řízen servomotorem ovládaným měřicím frekvencí.





Obr.1.7 Napínání s regulovatelnou napínací silou – elektricky [10]

3c) Při použití elektrohydraulického napínacího zařízení dosáhneme správného nastavení napínací síly jak při rozběhu, tak i v provozu. Napínací síla se vyvozuje hydraulickým válcem. Při rozběhu se zapne nejprve motor, který dodá tlakový olej do hydraulického válce. Teprve až se dosáhne požadované napínací síly, tak se zapnou setrvačkové motory, které pohánějí bubny. Po dosažení jmenovité rychlosti pásu se tlak ve válci snižuje na provozní hodnotu.



Obr.1.8 Napínání s regulovatelnou napínací silou – elektrohydraulicky [10]

## 2 Výpočet tažné síly pro zadané parametry

**Dáno:**

Délka dopravníku  $L=600\text{m}$   
Šířka dopravníkového pásu  $B=1200\text{mm}$   
Dopravované množství  $Q=1400\text{t.hod}^{-1}$   
Úklon dobývání  $\varepsilon=8^\circ$

Volím:

Dynamický sypný úhel uhlí  $\Psi_{\text{dyn}}=15^\circ$   
Sypná hmotnost uhlí  $\rho_s=900\text{kg.m}^{-3}$

### Výpočet dle normy ČSN ISO 5048 [11]

#### 2.1 Volba rychlosti

Volím  $v=4\text{m.s}^{-1}$

Volím  $\varphi=0.9$

$k_\varphi$  ... koeficient plnění [-]

$v$  ... rychlost dopravníkového pásu [ $\text{m.s}^{-1}$ ]

#### 2.2 Požadovaný průřez náplně pásu $S_p [\text{m}^2]$

$$S_p = \frac{Q}{3,6 \cdot k_\varphi \cdot \rho_s \cdot v} = \frac{1400}{3,6 \cdot 0,9 \cdot 900 \cdot 4} \quad (2.1)$$

$$S_p = \underline{\underline{0,12 \text{ m}^2}}$$

$S_p$  ... požadovaný průřez dopravovaného prachu [ $\text{m}^2$ ]

### 2.3 Volba šířky dopravního pásu $B(m)$ a výpočet náplně pásu $S(m^2)$

Volíme pás **EP400/3/1200/4+2/AA**[1]

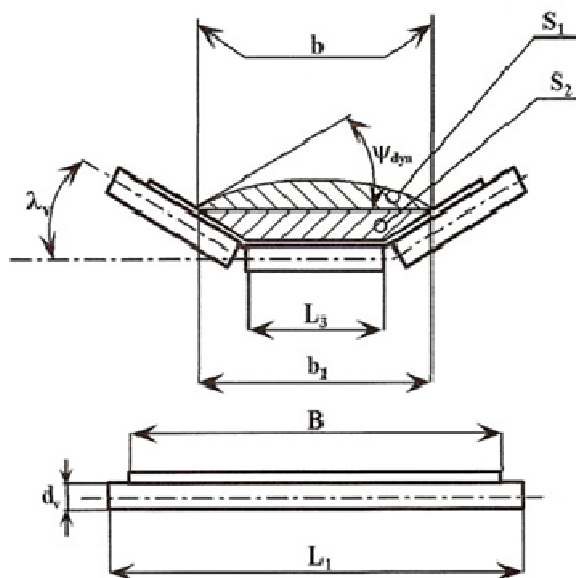
$$B = 1200 \text{ mm} = 1,2 \text{ m}$$

$$m_p = 14,52 \text{ kg.m}^{-1}$$

$B$  ... šířka dopravníkového pásu [m]

$m_p$  ... měrná hmotnost pásu [ $\text{kg.m}^{-1}$ ]

**třívalečkové uspořádání:**



Obr.2.1 Schéma uspořádání třívalčkové čkvytratičkové dopravníku [10]

Volíme dle katalogu **F-133x530/6204/A//PP**[2]

$L_3$  ... délka válečků ... volíme  $L_3 = 465 \text{ mm}$

$D_v$  ... průměr válečků ... volíme  $D_v = 133 \text{ mm}$

$\lambda_v$  ... úhel sklonu bočních válečků ... volíme  $\lambda_v = 30^\circ$

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 = 0,9 \cdot 1,2 - 0,05 = \underline{\underline{1,03m}}$$

$$b_1 = b \cdot \cos \lambda_v + L_3 \cdot (1 - \cos \lambda_v) = 1,03 \cdot \cos 30^\circ + 0,465 \cdot (1 - \cos 30^\circ) = \underline{\underline{0,954m}} \quad (2.2)$$

$$S = S_1 + S_2 = \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \operatorname{tg} \psi_{dyn} + \frac{1}{4} \cdot (b_1^2 - L_3^2) \cdot \operatorname{tg} \lambda_v = \frac{1}{6} \cdot 0,954^2 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ + \frac{1}{4} \cdot (0,954^2 - 0,465^2) \cdot \operatorname{tg} 30^\circ$$

$$S = 0,040644m^2 + 0,10015m^2 = \underline{\underline{0,1408m^2}} \quad (2.3)$$

$$k_1 = \left( \frac{\cos^2 \alpha - \cos^2 \psi_d}{1 - \cos^2 \psi_d} \right)^{0,5} = \left( \frac{\cos^2 8^\circ - \cos^2 15^\circ}{1 - \cos^2 15^\circ} \right)^{0,5} = 0,8452 \quad (2.4)$$

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) = 1 - \frac{0,040644}{0,1408} \cdot (1 - 0,8452) = 0,955 \quad (2.5)$$

$$S_s = k \cdot S = 0,955 \cdot 0,1408 = \underline{\underline{0,134m^2}} \quad (2.6)$$

Ss.....skutečný dopravní průřez [m<sup>2</sup>]

## 2.4 Porovnání $S_s$ a $S_p$

$$S_s \geq S_p$$

$$0,134 > 0,120 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 2.5 Obvodová síla napohánění čímbubnu F[N]

$$F = F_1 + F_2 + F_p \quad (2.7)$$

$F_1$ ...síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku [N]

$F_2$ ...síla potřebná pro překonání dopravní výšky [N]

$F_p$ ...průměrná vedlejší odpor dopravníku [N]

$$F_1 = w \cdot L \cdot g \cdot [(q + 2 \cdot m_p) \cdot \cos \varepsilon + m_v] \quad (2.8)$$

$w$ ...měrný odpor dopravníku [-]  
 $L$ ...osová vzdálenost dopravníku [m]  
 $m_p$ ...měrná hmotnost dopravního pásu [kg.m<sup>-1</sup>]  
 $q$ ...měrná hmotnost dopravovaného materiálu [kg.m<sup>-1</sup>]  
 $\varepsilon$ ...průměrný úhel dopravovaného sklonu materiálu [°]  
 $m_v$ ...měrná hmotnost rotujících částí válečků [kg.m<sup>-1</sup>]

$$w = C \cdot f$$

$$w = 1,12 \cdot 0,02 \quad (2.9)$$

$$\underline{w = 0,0224}$$

$f$ ...globální součinitel tření (0,018–0,025) [-]...volíme  $f = 0,02$

$$C = (L + L_o) / L > 1,2$$

$$C = (600 + 70) / 600 \quad (2.10)$$

$$\underline{C = 1,12}$$

$L_o$ ...přídavná délka (70-100) [m]...volíme  $L_o = 70$  m

$$q = Q / (3,6 \cdot v)$$

$$q = 1400 / (3,6 \cdot 4) \quad (2.11)$$

$$\underline{q = 97,22 \text{ kg.m}^{-1}}$$

$$m_v = \frac{m_{vh} \cdot n_{vh}}{t_1} + \frac{m_{vs} \cdot n_{vs}}{t_2} \quad (2.12)$$

$m_{vh}$ ...hmotnost horního válečku  $m_{vh} = 6,9$  kg

$n_{vh}$ ...počet horních válečků  $n_{vh} = 3$

$m_{vs}$ ...hmotnost spodního válečku  $m_{vs} = 17,2$  kg

$n_{vs}$ ...počet spodních válečků  $n_{vs} = 1$

$t_1, \dots, \text{volímt} \quad t_1 = 1,2 \text{m}$

$t_2 = (2 \text{ až } 3) t_1 \dots t_2 = 3,1,2$

$t_2 = 3,6 \text{m}$

$t_1 \dots \text{rozteč váleček v horní části [m]}$

$t_2 \dots \text{rozteč váleček v spodní části [m]}$

$$m_v = \frac{6,9 \cdot 3}{1,2} + \frac{17,2 \cdot 1}{3,6} = \underline{\underline{22,03 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}}}$$

$$F_1 = w \cdot L \cdot g \cdot [(q + 2 \cdot m_p) \cdot \cos \varepsilon + m_v]$$

$$F_1 = 0,0224 \cdot 600 \cdot 9,81 \cdot [(97,22 + 2 \cdot 14,52) \cdot \cos 8 + 22,3]$$

$$\underline{F_1 = 19425 \text{N}}$$

$$F_2 = \pm q \cdot H \cdot g = 97,22 \cdot 83,5 \cdot 9,81 \quad (2.13)$$

$$\underline{\underline{F_2 = 79636,3 \text{N}}}$$

$$F_P = F_{N1} + F_{N2} + n_B \cdot F_B \quad (2.14)$$

$F_{N1} \dots \text{odpor setrvačných sil v místě nakládání v oblasti urychlování [N]}$

$$F_{N1} = q \cdot v \cdot (v - v_0)$$

$$F_{N1} = 97,22 \cdot 4 \cdot (4 - 0) \quad (2.15)$$

$$\underline{\underline{F_{N1} = 1555,52 \text{N}}}$$

$F_{N2} \dots \text{Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování [N]}$

$$F_{N2} = \frac{\mu_B \cdot q^2 \cdot v^2 \cdot g \cdot L_N}{\rho_s \cdot \left( \frac{v + v_0}{2} \right)^2 \cdot b_1^2} \quad (2.16)$$

$L_N$ ...minimální úrychlovací délka[m]

$\mu_B$ ...součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a bočnicím vedením  $\mu_B=0,6[-]$

$b_1$ ...světlostní koeficient vedení[m]

$$L_N = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_B} = \frac{4^2 - 0}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6} = \underline{\underline{1,36m}} \quad (2.17)$$

$$F_{N2} = \frac{0,6 \cdot 97,22^2 \cdot 4^2 \cdot 9,81 \cdot 1,36}{900 \cdot \left(\frac{4+0}{2}\right)^2 \cdot 0,954^2}$$

$$\mathbf{F_{N2}=369,5N}$$

$$F_B = 500 \text{ až } 1500$$

$$\text{volím} \Rightarrow \mathbf{F_B=1000N}$$

$F_B$ ...Odpor vohyb pásu na bubnuavložiskách bubnu[N ]

$$\begin{aligned} F_p &= F_{N1} + F_{N2} + n_B \cdot F_B \\ F_p &= 1555,52 + 369,5 + 1000 \cdot 4 \end{aligned} \quad (2.18)$$

$$\mathbf{\underline{F_p=5925N}}$$

$$F = F_1 + F_2 + F_p$$

$$F = 19425 + 79636,3 + 5925$$

$$\mathbf{\underline{F=104986,3N}}$$

## 2.6 Potřebný výkon pohonu pásového dopravníku $P$ (kW)

$$P = k_b \cdot \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} \quad (2.19)$$

$$P = 1,12 \cdot \frac{104969,4 \cdot 4}{10^3 \cdot 0,93}$$

$$\underline{P = 505,7 \text{ kW}}$$

$k_b$ ...součinitel součinnosti EM (1,1–1,22)...volím  $k_b = 1,12 [-]$

$\eta$ ...účinnost pohonu čističnice (0,85–0,95)...volím  $\eta = 0,93 [-]$

## 2.7 Určení výkonu elektromotoru $P_M$ (kW)

$$P_M \geq \frac{P}{n_e} \quad (2.20)$$

$$P_M \geq \frac{505,7}{4}$$

$$\underline{P_M \geq 126,4 \text{ kW}}$$

$n_e$ ...počet použitých elektromotorů  $n_e = 4$

### 2.7.1 Volba elektromotoru

**Elektromotor SIEMENS 1LG6313-4AA6 [3]**

$P_N$ ...jmenovitý výkon elektromotoru  $P_N = 132 \text{ kW}$

$n_M$ ...otáčky elektromotoru  $n_M = 1490 \text{ ot/min}$

$J_m$ ...moment setrvačnosti motoru  $J_m = 2,88 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

$M_N$ ...moment elektromotoru  $M_N = 848 \text{ N} \cdot \text{m}$



### 2.7.2 Volba bubnu podle šířky pásu

Hnací buben: B...šířka pásu  $B=1200\text{mm}$

D...průměr bubnu  $D=1000\text{mm}$

$J_B$ ...moment setrvačnosti bubnu  $J_B=93,25\text{kg.m}^2$

Vratný buben: B...šířka pásu  $B=1200\text{mm}$

D...průměr bubnu  $D=1000\text{mm}$

$J_B$ ...moment setrvačnosti bubnu  $J_B=106,46\text{kg.m}^2$

### 2.7.3 Volba převodovky

$$i_p = \frac{n_M}{v} \cdot \pi \cdot D_b = \frac{1490}{60 \cdot 4} \cdot \pi \cdot 1 = 19,5 \Rightarrow \underline{\underline{\text{volba převodovky } i_p}} \quad (2.21)$$

Volíme převodovku **Kuželo čenlí RH-R60**[4]

$i_p$ ...převodový poměr převodovky  $i_p=20[-]$

$J_p$ ...moment setrvačnosti převodovky  $J_p=0,0426\text{kg.m}^2$

### 2.7.4 Volba spojky

Volíme spojku typu **Tyre FLEXTO-14**[5]

$$J_{S1}=0,6045\text{kg.m}^2$$

$$J_{S2}=0,6045\text{kg.m}^2$$

$J_{S1}$ ...moment setrvačnosti spojky mezi motorem a převodovkou [ $\text{kg.m}^2$ ]

$J_{S2}$ ...moment setrvačnosti spojky mezi převodovkou a bubnem [ $\text{kg.m}^2$ ]

## 2.8 Kontrola pohonu dopravníku na rozběh

$$M_{SM} = \frac{1}{n_e} \cdot F \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{ps}} = \frac{1}{4} \cdot 104986,3 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot \frac{1}{0,9 \cdot 20} = \underline{\underline{729 Nm}} \quad (2.22)$$

$$v_{sk} = \frac{i}{i_{ps}} \cdot v = \frac{19,5}{20} \cdot 4 = \underline{\underline{3,9 m \cdot s^{-1}}} \quad (2.23)$$

$$v_{rozdl} = |v_{sk} - v| = |3,9 - 4| = \underline{\underline{0,1 m \cdot s^{-1}}}$$

$$Q_{vp} = 3,6 \cdot S_s \cdot k_\varphi \cdot \rho_s \cdot v_{sk} = 3,6 \cdot 0,12 \cdot 0,9 \cdot 900 \cdot 3,9 = \underline{\underline{1364,7 t/h}} \quad (2.24)$$

$$Q_{rozdl} = \left(1 - \frac{Q}{Q_{vp}}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{1400}{1364,7}\right) \cdot 100 = \underline{\underline{2,6 \%}}$$

$$2,6\% < 5\% \rightarrow \text{vyhovuje}$$

### Kontrola momentu

$$M_{SM} \leq M_N$$

$$729 < 846 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$M_{SM}$ ...statický moment od zatížení dopravníku redukovaný nah řídél motoru [N.m]

$M_N$ ...moment elektromotoru [N.m]

## 2.9 Kontrola brzd

$M_{B1}$ ...brzdňý moment pot řebňýk zastavení dopravníku

$M_{B2}$ ...brzdňý moment pot řebňýk udržení dopravního pásu v klidu

$M_{DM}$ ... dynamický moment od zpoždění posuvných a rotačních hmot dopravníku, redukovaný nah řídél

$$M_{B1} = \frac{1}{n_B} \cdot \left[ M_{DM} - (0,7 \cdot F_1 + F_2 + F_P) \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{\eta_{\max}}{i_{ps}} \right] \cdot k_B \quad (2.25)$$

$$M_{B2} = \frac{1}{n_B} \cdot \left[ (-0,7 \cdot F_1 + |F_2| - F_P) \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{\eta_{\max}}{i_{ps}} \right] \cdot k_B \quad (2.26)$$

$$M_{DM} = \left[ (q + 2 \cdot m_p + m_v) \cdot L \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{ps}} + \frac{2 \cdot \sum J_b}{D_b} \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{ps}} + n_e \cdot \frac{2 \cdot (J_p + J_{S1} + J_{S2} + J_M)}{D_b \cdot \eta} \right] \cdot \frac{v_{sk}}{t_b}$$

$$M_{DM} = \left[ (97,22 + 2 \cdot 14,52 + 22,03) \cdot 600 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot \frac{1}{0,93 \cdot 20} + \frac{2 \cdot (93,25 + 106,46)}{1} \cdot \frac{1}{0,93 \cdot 20} + \right.$$

$$\left. 4 \cdot \frac{2 \cdot (0,0426 + 0,6045 + 0,6045 + 2,88)}{1 \cdot 0,93} \right] \cdot \frac{3,9}{4} = \underline{\underline{2431,4 Nm}} \quad (2.27)$$

$\sum J_B$  ...moment setrva čnostivšechbubn ůdopravníku[kg.m<sup>2</sup>]

t<sub>B</sub>...dobabržd ěnídopravníku,volímt<sub>B</sub>=4s

k<sub>B</sub>...sou činitelbezpečnostibrzdy(1,3–2,1),volímk<sub>B</sub>=1,7[-]

takže:

$$M_{B1} = \frac{1}{4} \cdot \left[ 2431,4 - (0,7 \cdot 19425 + 73636,3 + 5925) \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot \frac{0,97}{20} \right] \cdot 1,7 = \underline{\underline{73,22 Nm}}$$

$$M_{B2} = \frac{1}{4} \cdot \left[ (-0,7 \cdot 19425 + 73636,3 - 5925) \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot \frac{0,97}{20} \right] \cdot 1,7 = \underline{\underline{557,7 Nm}}$$

### 2.9.1 Volbabrzdy

Volímelektricky řazenoulamelovoubrzduzapínanouelektromagnetem **ELB63[6]**

M<sub>B</sub>...momentpoužitébrzdyM<sub>B</sub>=630N.m

## 2.10 Tahyvdopravnímpásu

$$F_{\max} = F \cdot k_s = 104969,4 \cdot 1,3 = \underline{\underline{136460,22 \text{ N}}} \quad (2.28)$$

$$F_0 \geq F_{\max} \cdot \frac{1}{e^{\mu \alpha_G} - 1}$$
$$F_0 \geq 136460,22 \cdot \frac{1}{e^{0,4 \cdot 3,839} - 1} \quad (2.29)$$

$$F_0 \geq \underline{\underline{37446,8 \text{ N}}}$$

$\alpha_G$ ...úhelopásánínahnacímbubnu  $\alpha_G = 220^\circ = 3,839 \text{ rad}$

Fo...obíhající síla[N]

## 2.11 Velikost napínací síly Fz(N)

$$F_Z \geq 2 \cdot (F_0 - m_p \cdot L \cdot g \cdot \sin \varepsilon)$$
$$F_Z \geq 2 \cdot (37446,8 - 14,52 \cdot 600 \cdot 9,81 \cdot \sin 8)$$
$$\underline{\underline{F_Z \geq 51104,8 \text{ N}}} \quad (2.30)$$

Fz...napínací síla[N]

## 2.12 Skutečné tahyvdopravnímpásu F<sub>os</sub>, F<sub>ns</sub>(N)

$$F_{OS} = 0,5 \cdot F_Z + m_p \cdot L \cdot g \cdot \sin \varepsilon$$
$$F_{OS} = 0,5 \cdot 51104,88 + 14,52 \cdot 600 \cdot 9,81 \cdot \sin 8 = \underline{\underline{37446,8 \text{ N}}} \quad (2.31)$$

$$F_{NS} = 0,5 \cdot F_Z + F + m_p \cdot L \cdot g \cdot \sin \varepsilon$$
$$F_{NS} = 0,5 \cdot 51104,8 + 104969,4 + 14,52 \cdot 600 \cdot 9,81 \cdot \sin 8 = \underline{\underline{142416,2 \text{ N}}} \quad (2.32)$$

F<sub>os</sub>...skutečná odbíhající síla[N]

F<sub>NS</sub>...skutečná nabíhající síla[N]

### 2.13 Kontrola černého tlaku mezi dopravní pásem a bubnem

$$p = \frac{F_{NS} + F_{OS}}{D_b \cdot B} \cdot 10^{-6} \quad (2. \quad 33)$$

$$p = \frac{142416,2 + 37446,8}{1 \cdot 1,2} \cdot 10^{-6} = \underline{\underline{0,149 \text{ MPa}}}$$

$$p \leq p_D = 0,15 \text{ MPa}$$

$$0,149 < 0,15 \dots \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$p_D$ ...dovolený černý tlak mezi dopravní pásem a bubnem [MPa]

### 3 Návrh bubnu pro délkunapínacího lana 50m

#### 3.1 Návrh lana

Volíme ocelové lano VÍCEPRAMENNÉ-HERKULES-6x17 +17x7[7]

Průměr lana  $\phi d = 20 \text{ mm}$

minimální síla při řetržení  $F_{\min} = 298,29 \text{ N}$

Třída pevnosti...2060

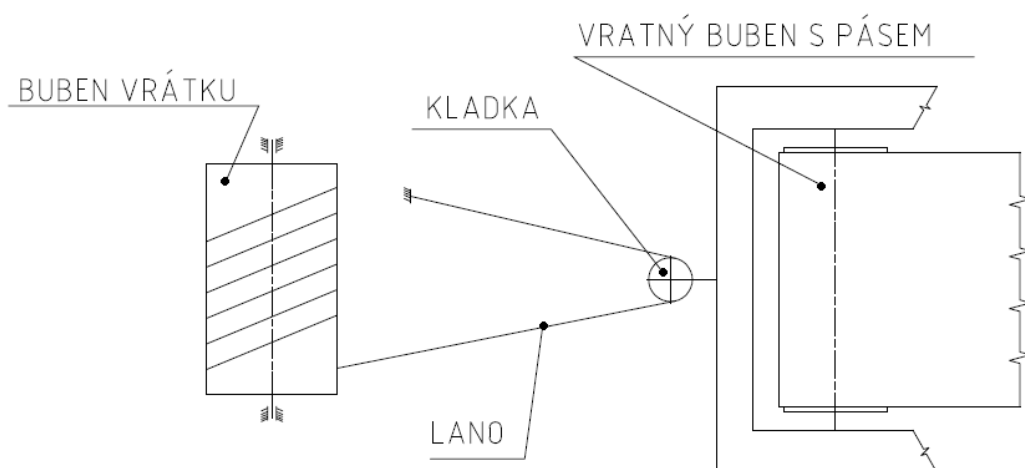
Jelikož musí být lano navrženo s desetinásobnou bezpečností výsledná únosnost lana vyjde:

$$\frac{F_{\min}}{k} = \frac{298,29}{10} = 29,8 = \underline{30 \text{ kN}} \quad (3.1)$$

k...bezpečnost lana...volíme  $k=10$ [-]

Lano je vedeno od bubnu, přes kladku, která je uchycena na napínacím vozíku a zpět, kde je uchyceno na rámu napínacího zařízení.

$2 \cdot 30 \text{ kN} > 51 \text{ kN}$  ...vyhovuje



Obr.3.1 Schéma řešení napínání

### 3.2 Návrh kladky

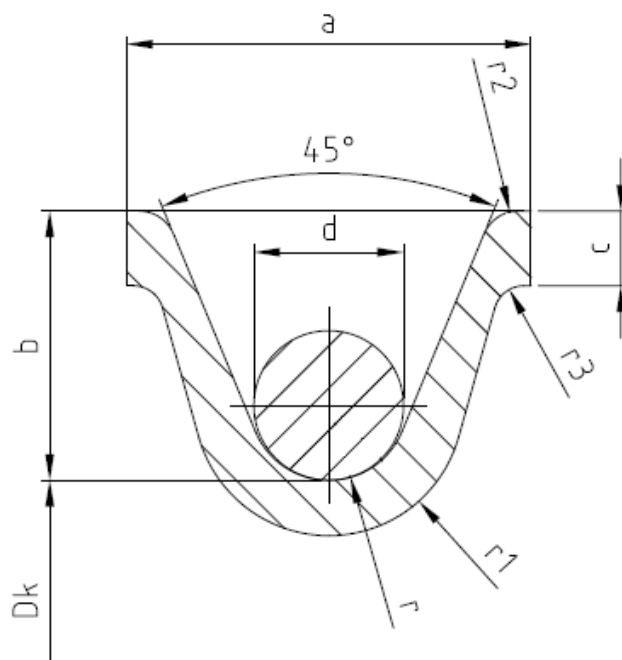
$$D = d \cdot \alpha = 20 \cdot 16 = \underline{\underline{320 \text{ mm}}} \quad (3.3)$$

$$D_k \geq D - d = 320 - 20 = \underline{\underline{300 \text{ mm}}} \quad (3.4)$$

$d$ ...průměr lana [mm]

$\alpha$ ...součinitel vodící kladky [-]

Nejbližší vyšší normalizovaný průměr kladky  $\phi D_k = 315 \text{ mm}$ .



Obr.3.1 Průřez kladky a její rozměry [16]

Ø lana [mm]	r [mm]	a [mm]	b [mm]	c [mm]	r <sub>1</sub> [mm]	r <sub>2</sub> [mm]	r <sub>3</sub> [mm]
20	10,6	54	36	10	18	5	4

Tab.3.1 Rozměry kladky [16]

### 3.3 Kontrola čepukladky

dovoleným řnýtlak

$$p = \frac{F_z}{l \cdot d_c} = \frac{51104,8}{100 \cdot 50} = \underline{\underline{10,22 \text{ MPa}}} \quad (3.5)$$

$$p \leq p_{Dov} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$p_{Dov} = (8 \div 10) \text{ MPa}$$

p...m řnýtlak[MPa]

p<sub>Dov</sub>...dovoleným řnýtlak[MPa]

l...vzdálenost mezividlicemidržáku čepu[mm]

d<sub>c</sub>...pr ůměř čepu[mm]

F<sub>z</sub>...napínací síla[N]

namáhání čepuohybem

$$\sigma_o = \frac{4 \cdot F_z \cdot l}{\pi \cdot d_c^3} = \frac{4 \cdot 51104,8 \cdot 100}{\pi \cdot 50^3} = \underline{\underline{52 \text{ MPa}}} \quad (3.6)$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{ODov} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\sigma_{ODov} = 63 \text{ MPa}$$

σ<sub>o</sub>...nap ětívohybu[MPa]

σ<sub>ODov</sub>...dovolenénap ětívohybu[MPa]



### 3.4 Kontrola držáku čepu

kontrola natah:

$$\sigma_t = \frac{F_z}{2 \cdot 20 \cdot d_c} = \frac{51104,8}{2 \cdot 20 \cdot 50} = \underline{\underline{25,5 \text{ MPa}}}$$

$$\sigma_t \leq \sigma_{tDov} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\sigma_{tDov} = 63 \text{ MPa}$$

$\sigma_t$  ... napětí tahu [MPa]

$\sigma_{tDov}$  ... dovolené napětí tahu [MPa]

kontrola otláčení:

$$p = \frac{F_z}{S} = \frac{551104,8}{2 \cdot 25 \cdot 50} = \underline{\underline{20,4 \text{ MPa}}}$$

$$p \leq p_{Dov} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$p_{Dov} = 56 \text{ MPa}$$

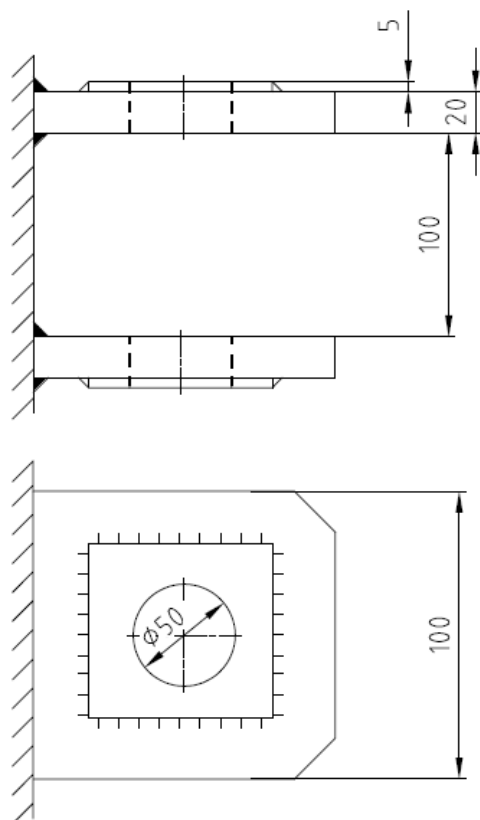
### 3.5 Návrh bubny

$$D_{b \min} = \alpha_b \cdot d_l = 22 \cdot 20$$

$$\underline{\underline{D_{b \min} = 440 \text{ mm}}}$$

volíme normalizovaný buben o průměru  $D_b = 500 \text{ mm}$

$\alpha_b$  - součinitel závislý na provozu, pro těžký provoz  $\alpha = 22$

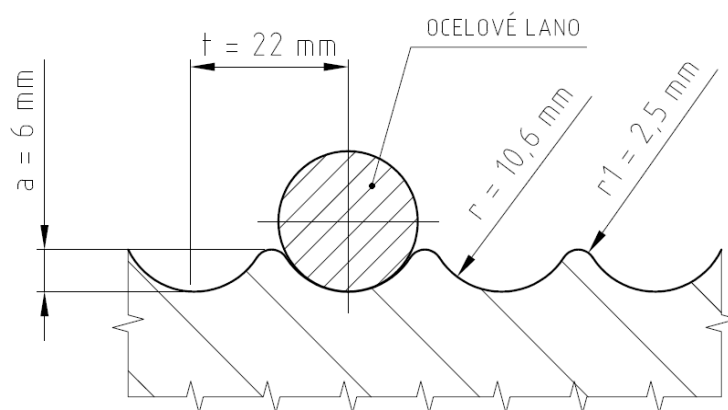


(3.7)

Obr. 3.2 Držák klady

(3.8)

(3.9)



Obr.3.3 Profilanovýchdrážek nabubnu [16]

Počet závitů nabubnu vrátku

$$z = \frac{L_l}{\pi \cdot D_b} + (2 \div 3) = \frac{50}{\pi \cdot 0,5} + 2 = \underline{\underline{34 \text{ závitů}}} \quad (3.10)$$

$L_l$ ... délka ocelového lana [m]

$D_b$ ... průměr nabubnu vrátku [m]

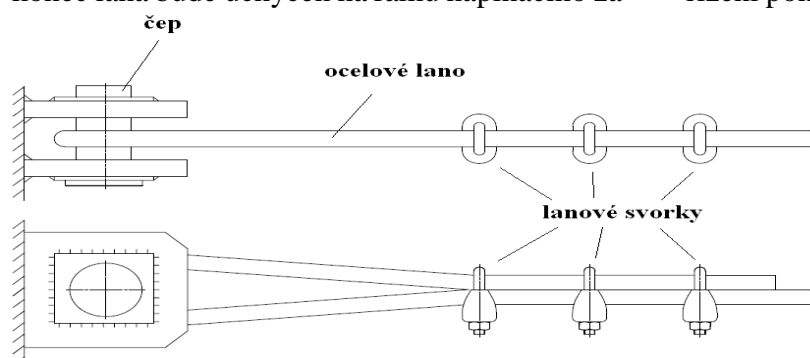
Délka nabubnu závitové části nabubnu

$$L_{bz} = z \cdot t = 34 \cdot 22 = \underline{\underline{748 \text{ mm}}} \quad (3.11)$$

$t$ ... rozteč lana nabubnu [mm]

Ocelové lano bude nabubnu uchyceno pomocí příložek. Minimálně počet použitých příložek jsou 2 a to ve vzdálenosti  $5 \cdot d_s$ , kde  $d_s$  představuje průměr šroubu.

Druhý konec lana bude uchycen na rámu napínacího zařízení pomocí lanových svorek.



Obr.3.4 Uchycení ocelového lana na rámu

### 3.6 Kontrola bubnu

Namáhání ohybem

$$s = (0,6 \div 0,8) \cdot d_l = 0,8 \cdot 20$$
$$\underline{\underline{s = 16 \text{ mm}}} \quad (3.12)$$

s...minimální tloušťka stěny bubnu [mm]

$$\sigma_o = \frac{M_{o \max}}{W_o} = \frac{\frac{F_z}{2} \cdot \frac{L_b}{2}}{0,8 \cdot (D_b - s)^2 \cdot s} \leq \sigma_{oDov}$$
$$\sigma_o = \frac{\frac{51104,8}{2} \cdot \frac{780}{2}}{0,8 \cdot (500 - 16)^2 \cdot 16} = 3,18 \text{ MPa} \quad (3.13)$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{oDov} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\sigma_{oDov} = (10 \div 15) \text{ MPa}$$

Namáhání krutem

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{\frac{F_z}{2} \cdot \frac{D_b}{2}}{1,6 \cdot (D_b - s)^2 \cdot s} \leq \tau_{kDov}$$
$$\tau_k = \frac{\frac{51104,8}{2} \cdot \frac{500}{2}}{1,6 \cdot (500 - 16)^2 \cdot 16} = 1,06 \text{ MPa} \quad (3.14)$$

$$\tau_k \leq \tau_{kDov} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$\tau_{kDov} = (2 \div 5) \text{ MPa}$$

$\tau_k$ ...napětí v krutu [MPa]

$\tau_{kDov}$ ...dovolené napětí v krutu [MPa]

### 3.7. Pevnostní výpočet řídícího hřídele

#### 3.7.1. Návrh hřídele

výpočet potřebného krouticího momentu na hřídeli

$$M_k = F \cdot \frac{D_b}{2} = 25552,4 \cdot \frac{500}{2}$$

$$\underline{\underline{M_k = 6,4 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}}}$$

$$F = \frac{F_z}{2} = \frac{51104,8}{2}$$

$$\underline{\underline{F = 25552,4 \text{ N}}}$$

(3.15)

F...síla v lanku [N]

M<sub>k</sub>...krouticí moment [N.m]

hodnota 2 ⇒ lano je vedené přes jednoduchou

materiál hřídele volím 14220, R<sub>m</sub>=785 MPa, R<sub>e</sub>=590 MPa, τ<sub>Dk</sub>=20 MPa [13]

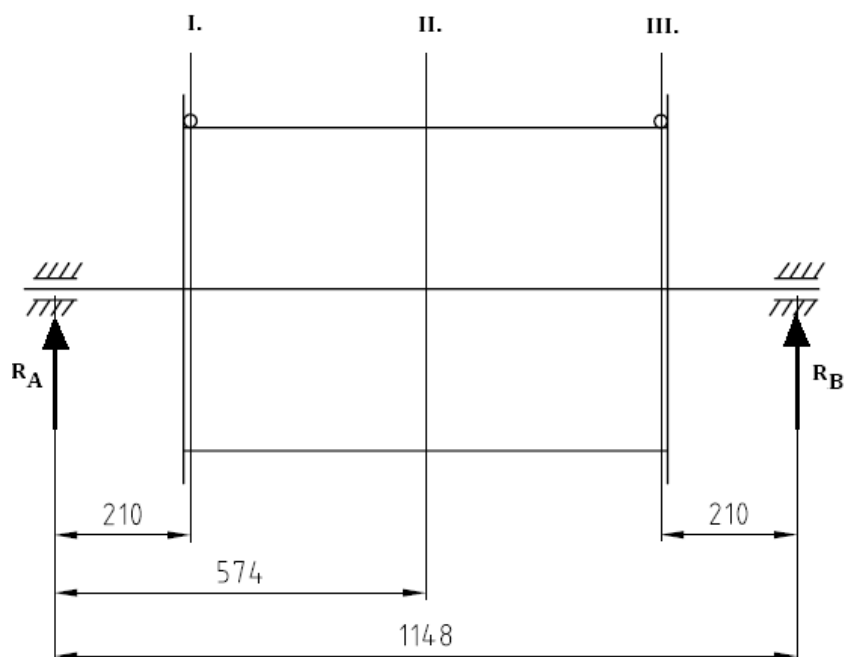
$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_h^3}{16}} \leq \tau_{Dk} \Rightarrow d_h = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 6,4 \cdot 10^6}{\pi \cdot 20}} \quad (3.16)$$

$$\underline{\underline{d_h = 117,7 \text{ mm}}}$$

d<sub>h</sub>...průměr hřídele [mm]

Nejmenší průměr hřídele volím 125 mm. Odtéto hodnoty budeme dále postupně ověřovat řídící.

### 3.7.2. Pevnostní kontrola řídele [10]



Obr. 3.5 Označení po čítaných řezůbubnu

polohalanav řezu I

Výpočet reakcí:

$$\sum M_A = 0$$

$$F \cdot 210 - R_{BI} \cdot 1148 = 0 \Rightarrow R_{BI} = \frac{F \cdot 210}{1148} = \frac{25552,4 \cdot 210}{1148} \quad (3.17)$$

$$\underline{\underline{R_{BI} = 4674,2 \text{ N}}}$$

$$\sum M_{IB} = 0$$

$$R_{AI} \cdot 1148 - F \cdot 938 = 0 \Rightarrow R_{AI} = \frac{F \cdot 938}{1148} = \frac{25552,4 \cdot 938}{1148} \quad (3.18)$$

$$\underline{\underline{R_{AI} = 20878,2 \text{ N}}}$$

$R_A$ ...reakce v bodě A [N]

$R_B$ ...reakce v bodě B [N]

Výpočetohybovéhomomentu

$$M_{OI} = R_A \cdot 210 = R_B \cdot 938 = \underline{\underline{981,6 \text{ N} \cdot \text{m}}} \quad (3.19)$$

polohalanav řezuII

Výpočetreakcí:

$$\sum M_A = 0$$

$$F \cdot 574 - R_{BII} \cdot 1148 = 0 \Rightarrow R_{BII} = \frac{F \cdot 574}{1148} = \frac{25552,4 \cdot 574}{1148}$$

$$\underline{\underline{R_{BII} = 12776,2 \text{ N}}}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$R_{AII} \cdot 1148 - F \cdot 574 = 0 \Rightarrow R_{AII} = \frac{F \cdot 574}{1148} = \frac{25552,4 \cdot 574}{1148}$$

$$\underline{\underline{R_{AII} = 12776,2 \text{ N}}}$$

Výpočetohybovéhomomentu:

$$M_{OII} = R_A \cdot 574 = R_B \cdot 574 = \underline{\underline{7333,5 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

polohalanav řezuIII

Výpočetreakcí:

$$\sum M_A = 0$$

$$F \cdot 938 - R_{BIII} \cdot 1148 = 0 \Rightarrow R_{BIII} = \frac{F \cdot 938}{1148} = \frac{25552,4 \cdot 938}{1148}$$

$$\underline{\underline{R_{BIII} = 20878,2 \text{ N}}}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$R_{AIII} \cdot 1148 - F \cdot 210 = 0 \Rightarrow R_{AIII} = \frac{F \cdot 210}{1148} = \frac{25552,4 \cdot 210}{1148}$$

$$\underline{\underline{R_{AIII} = 4674,2 \text{ N}}}$$

Výpočet hybového momentu:

$$M_{OIII} = R_A \cdot 938 = R_B \cdot 210 = \underline{\underline{981,6 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

$$M_{red} = \sqrt{M_{OII}^2 + M_k^2}$$

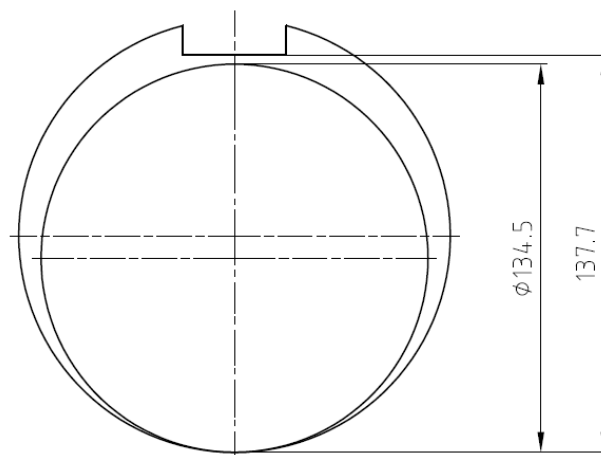
$$M_{red} = \sqrt{7333,5^2 + 6400^2} \quad (3.20)$$

$$\underline{\underline{M_{red} = 9733,5 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

$M_{red}$ ...redukovaný moment [N.m]

$$\tau_k = \frac{M_{red}}{W_k} \leq \tau_{Dk} \Rightarrow d_h = \sqrt[3]{\frac{M_{red}}{0,2 \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{9733500}{0,2 \cdot 20}}$$

$$\underline{\underline{d_h = 134,5 \text{ mm}}}$$



Obr.3.6 Grafická znázornění výpočteného průměru a navrženého průměru řezů

Průměr řidele v nejvíce namáhaném místě jsem navrhl 150 mm. Když budeme brát v úvahu zeslabení průměru od rážky pro pero, tak přesto je tento průměr větší než minimální výpočtený průměr. Z toho plyne, že navržený průměr řidele vyhovuje.

### 3.8.Návrhdélkypera

Návrhdélkyperapropr ůměřh řídele125mm.

$$M_k = 6,4 \cdot 10^3 \text{ Nm}, \text{ materiál } 11600, p_D = 50 \text{ MPa} [13]$$

Potřebnádélkpera:

$$p = \frac{M_k}{d_h \cdot l' \cdot t_1'} \leq p_D$$

$$l' \geq \frac{M_k}{d_h \cdot p_D \cdot t_1'}$$

$$l' \geq \frac{6400000}{125 \cdot 50 \cdot 7,7}$$

$$\underline{l' \geq 132,9 \text{ mm}}$$

(3.21)

Volímnormalizovanoudélkuperal'=140mm.

Návrhdélkyperapropr ůměřh řídele150mm.

$$M_k = 6,4 \cdot 10^3 \text{ Nm}, \text{ materiál } 11600, P_D = 50 \text{ MPa} [13]$$

Potřebnádélkpera:

$$p = \frac{M_k}{d \cdot l' \cdot t_1'} \leq p_D$$

$$l' \geq \frac{M_k}{d \cdot p_D \cdot t_1'}$$

$$l' \geq \frac{6400000}{150 \cdot 50 \cdot 7,7}$$

$$\underline{l' \geq 110,8 \text{ mm}}$$

Volímnormalizovanoudélkuperal'=140mm.



### 3.9 Kontrola trvanlivosti ložisek

Posuv napínacího vozíku volím  $3 \text{ m/min} = 0,05 \text{ m/s} \dots$  rychlost navíjení lana je tedy  $6 \text{ m/min}$ .

Potřebná otáčky bubnujsou tedy:

$$v_l = \frac{\pi \cdot D_b \cdot n_b}{60} \Rightarrow n_b = \frac{v_l \cdot 60}{\pi \cdot D_b} = \frac{6 \cdot 60}{\pi \cdot 0,5} = \underline{230 \text{ min}^{-1}} \quad (3.22)$$

$v_l \dots$  rychlost dvížení lana [ $\text{m.s}^{-1}$ ]

$n_b \dots$  otáčky bubnu [ $\text{min}^{-1}$ ]

Volím ložiskový domek od firmy SKF SNL 532 se soudečkovým ložiskem 23032CCK/W33. Hodnoty ložisků jsou uvedeny v tabulce 3.2.

$d_1 [\text{mm}]$	$D [\text{mm}]$	$B [\text{mm}]$	$C [\text{kN}]$
140	240	60	585

Tab.3.2 Hodnoty ložiska [13]

$$L_h = \frac{10^6}{3600 \cdot n_b} \cdot \left( \frac{C}{R_{Al}} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{3600 \cdot 230} \cdot \left( \frac{585000}{20878,2} \right)^{\frac{10}{3}} = \underline{\underline{806948 \text{ h}}} \quad (3.23)$$

Výpočet trvanlivosti ložiska vyšel  $806948 \text{ hodin}$ , což je  $92 \text{ let}$ .

#### 4 Volbapohonunapínacíhoza řízení

Posuv napínacího vozíku volím 3 m/min = 0,05 m/s ... rychlost navíjení lana je tedy 6 m/min.

Potřebnéotáčkybubnujsoutedy:

$$v_l = \frac{\pi \cdot D_b \cdot n_b}{60} \Rightarrow n_b = \frac{v_l \cdot 60}{\pi \cdot D_b} = \frac{6 \cdot 60}{\pi \cdot 0,5} = \underline{230 \text{ min}^{-1}} \quad (4.1)$$

Krouticímomentnahřídeli:

$$M_k = F \cdot \frac{D_b}{2} = 25550 \cdot \frac{500}{2} = \underline{6387,5 \text{ Nm}} \quad (4.2)$$

Výpočetpotřebnéhovýkonukpohonububnu:

$$P_{\text{vyp}} = M_k \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_b}{60} = 6387,5 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 230}{60} = \underline{154 \text{ kW}} \quad (4.3)$$

#### 4.1 Volbahydromotoru

$$M_k = \frac{V_g \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi} \Rightarrow V_g = \frac{M_k \cdot 2 \cdot \pi}{\Delta p} \cdot \frac{1}{\eta} = \frac{6387,5 \cdot 2 \cdot \pi}{18 \cdot 0,97} = \underline{\underline{2298,6 \text{ cm}^3}} \quad (4.4)$$

VolímradiálníhydromotorodfirmyBoschRexrothMR 2400viz.Obr.4.1.

Nenngröße	(MR)	2400
Schluckvolumen	$V_g$ cm <sup>3</sup>	2393
Betriebsdruck, kontinuierlich	$p_{\text{max}}$ bar	250
Leistung	$p_{\text{max}}$ kW	183
Drehzahl	$n_{\text{max}}$ min <sup>-1</sup>	220
Drehmoment	$T_{\text{max}}$ Nm	10650
Masse (ca.)	$m$ kg	325

Obr.4.1 Hodnotyzvolenéhydro motoru [8]

## 4.2 Volbahydrogenerátoru

VolímaxiálníhydrogenerátorodfirmyBoschRexroth A4CSG355

Nenngröße			355
Nenndruck	$p_N$	bar	350
Höchstdruck	$p_{max}$	bar	400
Verdrängungsvolumen	Verstellpumpe	$V_{g\ max}$	cm <sup>3</sup>
Verdrängungsvolumen	Integr. Hilfspumpe	$V_{g\ H}$	cm <sup>3</sup>
Drehzahl	Max. Drehzahl	$n_{max}$	min <sup>-1</sup>
Drehzahl	Min. Drehzahl	$n_{min}$	min <sup>-1</sup>
Volumenstrom	bei $n_{max}$	$q_{v\ max}$	l/min
Leistung	$\Delta p = 350\ bar$	$P_{max}$	kW
Drehmoment	$\Delta p = 350\ bar$	$T_{max}$	Nm
Masse (ca.)	$m$	kg	237

Obr.4.2Hodnotyzvolenéhydrogenerátoru [9]

Volbapohonuhydrogenerátoru

VolíelektromotorSIEMENS1LG6313-4AA6[3]

$$P_N = 132\ kW$$

$$n_M = 1490\ ot/min$$

$$J_m = 2,88\ kg.m^2$$

$$M_N = 848\ N.m$$

Kontrolaotáčekbubnunapínacíhozařízení

$$q_v = \frac{V_{gG} \cdot n_M \cdot \eta}{1000} = \frac{355 \cdot 1480 \cdot 0,92}{1000} = \underline{\underline{483,3\ dm^3 \cdot min^{-1}}} \quad (4) \quad .5)$$

$q_v$ ...průtoková množství [dm<sup>3</sup>.min<sup>-1</sup>]

$V_{gG}$ ...geometrický objem hydrogenerátoru [cm<sup>3</sup>]

$\eta$ ...průtoková účinnost [-]

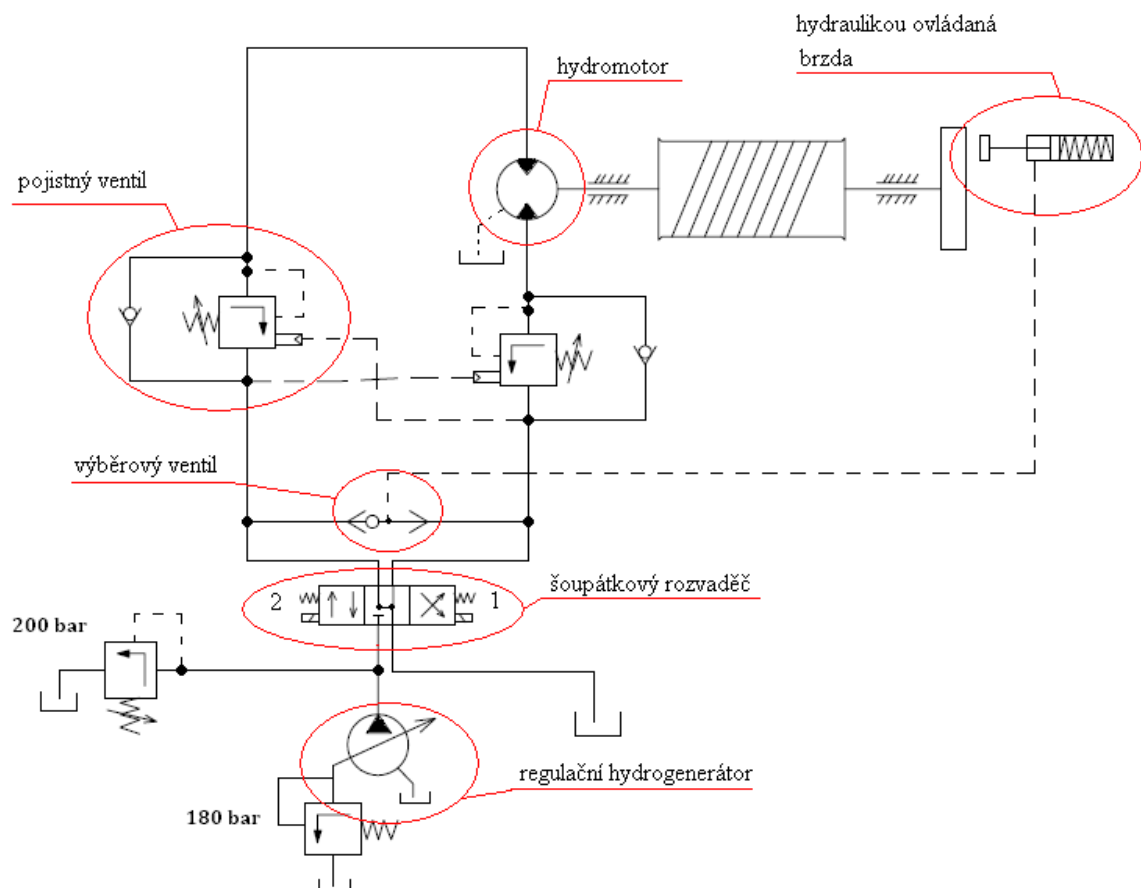
$$n_b = \frac{q_v \cdot 1000}{V_{gM} \cdot \eta} = \frac{483,3 \cdot 1000}{2393 \cdot 0,92} = 219,5 \text{ min}^{-1} \quad (4.6)$$

$V_{gM}$ ...geometrickýobjemhydromotoru[cm<sup>3</sup>]

Kontrolarychllostiposuvunapínacíhovožíku:

$$v_l = \frac{\pi \cdot D_b \cdot n_M}{60} = \frac{\pi \cdot 0,5 \cdot 219,5}{60} = 5,74 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.7)$$

$$v_v = \frac{v_l}{2} = \frac{5,76}{2} = 2,88 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.8)$$



Obr.4.3 Schéma a popis hydraulického obvodu

#### 4.3 Popis funkce hydraulického obvodu

Na obrázku Obr. 4.3 je rozvaděč ve vypnuté poloze. Když ho přepneme do polohy 1, tak tlakový olej půjde dopravě v čtveřce a odsune kuličku ve výběrovém ventilu doleva. To způsobí, že tlakový olej půjde do hydraulicky ovládané brzdy a uvolní ji. Odšoupátkového rozvaděče jde tlakový olej dále přes pojistný ventil do hydrogenerátoru, který roztočí bubnu a ocelové lanosezání navíjet.

Přestavíme-li rozvaděč do polohy 2, tlakový olej půjde dolevě v čtveřce. Ve výběrovém ventilu odsune kuličku do prava. To způsobí, že tlakový olej půjde do hydraulicky ovládané brzdy a uvolní ji. Tlakový olej pak půjde opět přes pojistný ventil do hydrogenerátoru a lanosezání z bubnu odvíjet.

Když nebudeme dodávat tlakový olej, tak šoupátkový rozvaděč zůstane v poloze jako na obrázku Obr. 4.3 a hydraulicky ovládaná brzda zůstane zabrzděna.

## **5 Závěr**

Jak jsem se už v úvodu zmínil, tak cílem této diplomové práce bylo navrhnout pohon napínacího zařízení pásového dopravníku s hydraulickým pohonem. Nejprve jsem si musel spočítat tah v pásovém dopravníku, abych zjistil potřebnou napínací sílu. Tato síla mi vyšla 51104,8 N. Od této síly se pak odvíjí většina výpočtů. Zvolil jsem podle ní ocelové lano firmy Vamberk o průměru 20 mm. Dále jsem navrhl průměrnou délku lana 500 mm. Provedl jsem kontrolu průměru hřídele pod bubnem, která mi vyšla. Dále jsem navrhl a zkontroloval ložiska. Zvolil jsem silnicové domky na průměr hřídele 140 mm. V tomto typu ložiskového domku byly soudečková ložiska, jejichž trvanlivost mi vyšla 92 let, což je možná zbytečně mnoho. Nakonec jsem měl za úkol zvolit vhodný pohon napínací stanice. Zvolil jsem hydromotor od firmy Bosch Rexroth s podobnými otáčkami, jako jsou požadované otáčky bubnu. K tomu jsem zvolil hydrogenerátor od stejné firmy. Tento hydrogenerátor bude poháněn elektromotorem od firmy Siemens. Na závěr jsem zhotovil výkresovou dokumentaci, která obsahuje výrobní výkres hřídele, výkres sestavení a výkres svařenců.

## **6Seznampoužitéliteratury**

- [1]Internetovéstránky[online].[cit.2.5.2010]. Dostupnéna<http://www.scribd.com/doc/10211219/07-Dopravnikove-Pasy-Cz-2008>
- [2]Internetovéstránky[online].[cit.2.5.2010]. Dostupnéna[http://www.tranza.cz/download/TRANZA\\_IdlersEn.pdf](http://www.tranza.cz/download/TRANZA_IdlersEn.pdf)
- [3]Internetovéstránky[online].[cit.2.5.2010]. Dostupnéna[http://www.siemens.cz/extra/PRUMYSL/ad\\_new/html/sd/files/vyrobniprogram/katalogy/motory\\_frenstat/K15-0305CZ\\_1LG.pdf](http://www.siemens.cz/extra/PRUMYSL/ad_new/html/sd/files/vyrobniprogram/katalogy/motory_frenstat/K15-0305CZ_1LG.pdf)
- [4]Internetovéstránky[online].[cit.2.5.2010]. Dostupnéna[http://www.motorgear.cz/userfiles/file/01\\_katalog-kuzelocelnich-prevodovek.pdf](http://www.motorgear.cz/userfiles/file/01_katalog-kuzelocelnich-prevodovek.pdf)
- [5]Internetovéstránky[online].[cit.2.5.2010]. Dostupnéna[http://www.k-h.cz/products/rathi/tyre-flex\\_t.pdf](http://www.k-h.cz/products/rathi/tyre-flex_t.pdf)
- [6]Internetovéstránky[online].[cit.2.5.2010]. Dostupnéna[http://www.pohony.cz/cze/product\\_detail.php?id=123](http://www.pohony.cz/cze/product_detail.php?id=123)
- [7]Internetovéstránky[online].[cit.2.5.2010]. Dostupnéna<http://www.lana-vamberk.cz/ocelova-lana/herkules>
- [8]Internetovéstránky[online].[cit.2.5.2010]. Dostupnéna  
<http://www.boschrexroth.com/industrialhydraulicscatalog/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=DE&VHist=g54569,g54574&PageID=p78408>
- [9]Internetovéstránky[online].[cit.2.5.2010]. Dostupnéna  
<http://www.boschrexroth.com/industrial-hydraulics-catalog/Vornavigation/VorNavi.cfm?Language=DE&VHist=g54569%2Cg54572%2Cg54573%2Cg144067&PageID=p77787>
- [10]catalog ČSN263102
- [11]REMTA,F.KUPKA,L.DRAŽAN,F. *JeřábyI.Díl* .Nakladatelstvítechnické literaturyPraha1974,645stran.
- [12]K ŘÍŽ,R. *StrojnísoučástíI* .Nakladatelstvítechnické literaturyPraha1990,191stran.
- [13]ŘASA,J.ŠVERCL,J. *StrojnickétabulkyI* .Scientia,spol.s.r.o.,pedagogické nakladatelstvíPraha2004,753stran.
- [14]POLÁK,J.BICHLER,J. *Dopravnízářezénívhlubinnýchdolech* .Vysokáškola Báňská-TechnickáuniverzitaOstrava1984.381stran.
- [15]KAŠPÁREK,J. *Dopravníamanipulačnízářezéní* .VysokéučenítechnickévBrně.
- [16]REMTA,F.KUPKA,L.DRAŽAN,F. *JeřábyI.Díl* .Nakladatelstvítechnické literaturyPraha1974,645stran.

## **7Seznamp říloh**

Příloha č.1–Navíjecíbuben

Příloha č.2-H řidel

Příloha č.3-Náboj

Příloha č.4-Buben